

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-205407

(43)Date of publication of application : 25.07.2000

(51)Int.Cl. F16H 61/12
F16K 31/06
// F16H 63:02

(21)Application number : 11-011164

(71)Applicant : JATCO CORP

(22)Date of filing : 19.01.1999

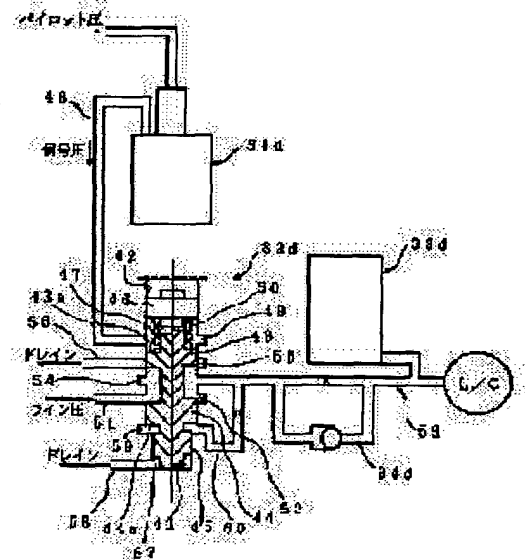
(72)Inventor : SANO TAKASHI

(54) HYDRAULIC PRESSURE CONTROL DEVICE OF AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To enable driving of a vehicle even when a pressure regulating valve cause a stick of valve by arranging a return spring of the pressure regulating valve so as to press a spool in a direction in which a friction engaging element for starting is engaged.

SOLUTION: In this hydraulic pressure control device, when engine is stopped for parking or stopping of a car and an oil pump is stopped and hydraulic pressure is in an OFF state, a spool 41 of a pressure regulating valve 32d of a friction engaging element L/C for starting is moved to a position of engaging the friction engaging element L/C for starting by a pressing force of a return spring 50 and stopped. Therefore, even when a stick of valve occurs due to a long parking or long stopping of the car and the spool of any of the pressure regulating valves is not operated, the car can be at least started and traveled by supplying hydraulic pressure to the friction engaging element L/C for starting through the pressure regulating valve and fastening the friction engaging element L/C for starting. Accordingly, even when the stick of valve occurs, a state in which the car cannot run at all can surely be avoided.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

24.10.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-205407

(P2000-205407A)

(43) 公開日 平成12年7月25日 (2000.7.25)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード* (参考)
F 1 6 H 61/12		F 1 6 H 61/12	3 H 1 0 6
F 1 6 K 31/06	3 8 5	F 1 6 K 31/06	3 8 5 A 3 J 0 5 2
// F 1 6 H 63:02			

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願平11-11164

(22) 出願日 平成11年1月19日 (1999.1.19)

(71) 出願人 000231350

ジヤトコ・トランステクノロジー株式会社
静岡県富士市吉原宝町1番1号

(72) 発明者 佐野 孝

静岡県富士市今泉字鳴田700番地の1 ジ
ヤトコ株式会社内

(74) 代理人 100096699

弁理士 鹿嶋 英貴

Fターム(参考) 3H106 DA03 DA07 KK17

3J052 AA04 AA07 CA05 CB01 DA06

FB02 FB27 FB34 HA02 KA01

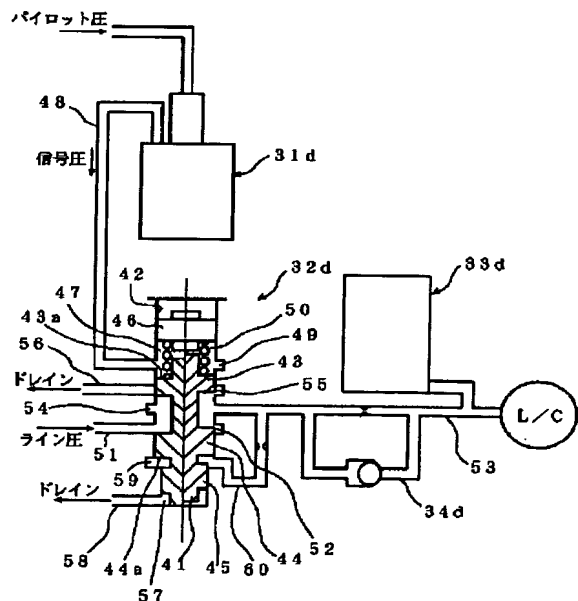
LA01

(54) 【発明の名称】 自動変速機の液圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】複数の液圧式摩擦係合要素の締結・解放切換により変速を行う車両用の自動変速機において、各摩擦係合要素の係合圧を電磁弁と調圧弁によりそれぞれ独立に調整する液圧制御装置であって、調圧弁がバルブスティックを起こしたとしても車両の走行が可能な液圧制御装置を提供する。

【解決手段】前記摩擦係合要素のうちで車両が始動する際に締結されるロックラッチL/C(始動用摩擦係合要素)に対して設けられた調圧弁32dのリターンスプリング50が、ロックラッチL/Cを締結させる方向にスプール41を押圧する構成とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数の液圧式摩擦係合要素の係合・解放切換により変速を行う自動変速機において、制御処理手段の出力する電気信号に応じて出力圧が変化する電磁弁と、この電磁弁の出力圧を信号圧として前記摩擦係合要素の係合圧を調整する調圧弁とを、前記複数の摩擦係合要素のうちの少なくとも一つの摩擦係合要素に対して備え、前記電気信号に従って前記少なくとも一つの摩擦係合要素の係合圧を独立して調整する液圧制御装置であって、

前記調圧弁は、弁体であるスプールと、このスプールを押圧するリタースプリングとを有し、

前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、車両が始動する際に締結される始動用摩擦係合要素であり、

前記調圧弁のリタースプリングは、前記始動用摩擦係合要素を係合させる係合方向に前記スプールを押圧するように配置されていることを特徴とする自動変速機の液圧制御装置。

【請求項2】 前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、前記係合圧が供給される供給路を介して出入りする液の流入又は排出に伴ってストロークし、当該摩擦係合要素の係合・解放切換を実現するピストンを有し、

前記調圧弁の前記スプールには、前記リタースプリングの押圧力と前記電磁弁の出力圧とが前記係合方向に印加されているとともに、前記供給路からのフィードバック圧が前記係合方向に対向する方向に印加されており、前記リタースプリングの設定荷重は、前記リタースプリングによる前記調圧弁の調圧値が前記ピストンがストロークするストローク圧値よりも低くなるように設定されていることを特徴とする請求項1記載の自動変速機の液圧制御装置。

【請求項3】 前記調圧弁は、基圧を調圧することによって前記少なくとも一つの摩擦係合要素への係合圧を出力しており、該基圧は前記調圧弁の出力圧である前記係合圧の最大値よりも大きな値に設定されていることを特徴とする請求項1又は2記載の自動変速機の液圧制御装置。

【請求項4】 複数の液圧式摩擦係合要素の係合・解放切換により変速を行う自動変速機において、制御処理手段の出力する電気信号に応じて出力圧が変化する電磁弁と、この電磁弁の出力圧を信号圧として前記摩擦係合要素の係合圧を調整する調圧弁とを、前記複数の摩擦係合要素のうちの少なくとも一つの摩擦係合要素に対して備え、前記電気信号に従って前記少なくとも一つの摩擦係合要素の係合圧を独立して調整する液圧制御装置であって、

前記調圧弁に基圧を供給する第1路と、前記少なくとも一つの摩擦係合要素に前記調圧弁の出力圧である前記係合圧を供給する第2路とを備え、

前記調圧弁は、弁体であるスプールと、該スプールに作

用するリタースプリングと、前記第1路に連通する入口ポートと、前記第2路に連通する出口ポートとを有し、

前記調圧弁の前記スプールには、前記リタースプリングの押圧力と前記電磁弁の出力圧とが前記入口ポートと前記出口ポートを連通させる方向に印加される第1受圧面と、前記第2路からのフィードバック圧が前記第1受圧面に対向する方向に印加される第2受圧面とが形成されていることを特徴とする自動変速機の液圧制御装置。

【請求項5】 前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、前記第2路を介して出入りする液の流入又は排出に伴ってストロークし、当該摩擦係合要素の係合・解放切換を実現するピストンを有し、

前記リタースプリングの設定荷重は、前記リタースプリングによる前記調圧弁の調圧値が前記ピストンがストロークするストローク圧値よりも低くなるように設定されていることを特徴とする請求項4記載の自動変速機の液圧制御装置。

【請求項6】 前記第1路に供給される基圧は、前記調圧弁の出力圧である前記係合圧の最大値よりも大きな値に設定されていることを特徴とする請求項4又は5記載の自動変速機の液圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、複数の液圧式摩擦係合要素の締結・解放切換により変速を行う車両用の自動変速機において、摩擦係合要素の係合圧を電磁弁と調圧弁により独立に調整する、いわゆる直接電制方式の液圧制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】一般に、車両用の自動変速機としては、エンジンの回転をトルクコンバータを介して入力し、複数のプラネタリギアを有する変速機構により変速してプロペラシャフト（車軸側）に出力するものが普及している。この種の自動変速機における変速機構は、トルクコンバータからのインプットシャフトの回転を、シフト位置に応じて、プラネタリギアを構成する特定のギア又はキャリアに伝動したり、特定のギア又はキャリアの回転を適宜アウトプットシャフトに伝動したり、或いは適宜特定のギア又はキャリアの回転を拘束するために、通常複数のクラッチやブレーキ等の油圧式摩擦係合要素を備えている。

【0003】ところで、上記自動変速機の摩擦係合要素の係合圧の制御装置としては、各摩擦係合要素に対してそれぞれ個別に設けたデューティサイクル型の電磁弁により、各摩擦係合要素の係合圧（各摩擦係合要素を駆動するピストンに印加される供給圧）をそれぞれ独立に電子制御する方式（いわゆる直接電制方式）がある。そして、この直接電制方式の液圧制御装置の基本形としては、例えば特開平7-269685号公報に示されるよ

うに、各摩擦係合要素への係合圧供給回路の途中にそれぞれ電磁弁を配置し、基本的に電磁弁の出力圧をそのまま係合圧として各摩擦係合要素に印加する構成のものがある。

【0004】しかし、このように係合圧供給回路の途中に電磁弁を配置する構成であると、大流量の油を流せる大容量の電磁弁が必要となる。このため、例えば特開平7-77274号公報に示されるように、各摩擦係合要素毎に係合圧供給回路の途中にアンプ弁と呼ばれる調圧弁（上記公報中では、スプールバルブに相当）を配置し、この調圧弁を電磁弁の出力圧で制御することにより、調圧弁を介して各摩擦係合要素の係合圧を独立制御するタイプのものが提案され、直接電制方式としては、このようなタイプが一般的となっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところが、上記従来の液圧制御装置では、特開平7-77274号公報にも記載されているように、前記調圧弁においてスプールを押圧付勢するリターンスプリング（上記公報中では、バルブスプリングに相当）が、摩擦係合要素の係合圧のフィードバック圧と同一方向に付勢する位置、即ちクラッチなどの摩擦係合要素を解放させる反係合方向（係合を解除する方向）にスプールを押圧するように配置されていた。このため、長期間の駐停車等により万が一バルブスティックが生じて調圧弁のスプールが動かなくなった場合、スプリング力によって調圧弁のドレンポートと出口ポート（摩擦係合要素の係合圧を出力するポート）が連通した状態に保持されてしまうので、始動時に締結すべきクラッチ等に油が供給されず、車両が全く走行できないという事態が発生する恐れがあった。

【0006】なお、上述したような調圧弁は、摺動部材に同じ材質のものを使用すると、バルブスティックを生じ易いとの理由から、一般的にボディがアルミ、スプールが鉄で作られている。そして車両駆動時には、油温が約80～120℃に上がるが、ボディとスプールの熱膨張係数が異なるため（ボディの方が熱膨張係数が大）、ボディとスプールのクリアランスが大きくなっており、切り粉、鉄粉等が摺動面に挟まってもスプールは電磁弁からの信号圧によって作動する。しかし、長時間の駐停車等により油温が低下すると、切り粉、鉄粉等が挟まったまま上記クリアランスが狭くなり、バルブスティックを生じる恐れがある。従って、前記リターンスプリングの付勢力により装置の停止時に係合圧回路を閉じておく従来の構成では、このようなバルブスティックが生じることにより、始動時に締結すべきクラッチ等に油が供給されず、車両が全く走行できないという事態が発生する恐れがあったのである。

【0007】また、従来の液圧制御装置では、信号圧（即ち、電磁弁の出力圧）がゼロの状態（摩擦係合要素の係合が解除されている状態）では、リターンスプリン

グの押圧力によって、調圧弁のスプールが反係合方向にフルストローク移動した状態になる（特開平7-77274号公報の図3参照）。ところが、実際に摩擦係合要素の係合動作が可能となるスプールの位置は、基圧であるライン圧が供給される入口ポートと、係合圧を出力するための出口ポートとが僅かでも連通する調圧位置であり、この調圧位置はスプールが反係合方向にフルストローク移動した位置からは相当量離れている。このため、摩擦係合要素の係合が解除されている状態から摩擦係合要素を係合させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、まず調圧弁のスプールが上記調圧位置まで相当量移動する必要がある、図4（a）に示すように、信号圧や係合圧が実際に立上がるまでにタイムロスT1が発生する。そして、このタイムロスT1が摩擦係合要素を作動させる方向の制御の応答性を低下させるため、良好な変速制御を行うことに限界があるという問題もあった。

【0008】また、従来の液圧制御装置では、信号圧が100%の状態（摩擦係合要素が最大の係合力で係合している状態）では、調圧弁のスプールが係合方向（摩擦係合要素を係合させる方向）にフルストローク移動した状態になり（特開平7-77274号公報の図2参照）、係合圧は基圧であるライン圧とはほぼ等しくなる。ところが、実際に摩擦係合要素の係合解除動作が可能となるスプールの位置は、ドレンポートと出口ポートとが僅かでも連通する調圧位置であり、この調圧位置はスプールが係合方向にフルストローク移動した位置からは相当量離れている。このため、摩擦係合要素が最大の係合力で係合している状態からその係合を解除させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、まず調圧弁のスプールが上記調圧位置まで相当量移動する必要がある、図5（a）に示すように、信号圧や係合圧が実際に立下がるまでにタイムロスT2が発生する。そして、このタイムロスT2が摩擦係合要素の作動を解除する方向の制御の応答性を低下させるため、この点でも良好な変速制御を行うことに限界があるという問題もあった。

【0009】そこで本発明は、摩擦係合要素の係合圧を電磁弁と調圧弁により独立に調整する直接電制方式の液圧制御装置であって、調圧弁がバルブスティックを起こしたとしても車両の走行が可能となる自動変速機の液圧制御装置を提供することを第1の目的とし、また、摩擦係合要素の係合動作又は係合解除動作における応答性が向上し、より良好な変速制御の実現に貢献できる自動変速機の液圧制御装置を提供することを第2の目的としている。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1記載の自動変速機の液圧制御装置は、複数の液圧式摩擦係合要素の係合・解放切換により変速を行う自動変速機において、制御処理手段の出力する電気信

号に応じて出力圧が変化する電磁弁と、この電磁弁の出力圧を信号圧として前記摩擦係合要素の係合圧を調整する調圧弁とを、前記複数の摩擦係合要素のうちの少なくとも一つの摩擦係合要素に対して備え、前記電気信号に従って前記少なくとも一つの摩擦係合要素の係合圧を独立して調整する液圧制御装置であって、前記調圧弁は、弁体であるスプールと、このスプールを押圧するリターンスプリングとを有し、前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、車両が始動する際に締結される始動用摩擦係合要素であり、前記調圧弁のリターンスプリングは、前記始動用摩擦係合要素を係合させる係合方向に前記スプールを押圧するように配置されていることを特徴とする。

【0011】また、請求項2記載の自動変速機の液圧制御装置は、前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、前記係合圧が供給される供給路を介して出入りする液の流入又は排出に伴ってストロークし、当該摩擦係合要素の係合・解放切換を実現するピストンを有し、前記調圧弁の前記スプールには、前記リターンスプリングの押圧力と前記電磁弁の出力圧とが前記係合方向に印加されているとともに、前記供給路からのフィードバック圧が前記係合方向に対向する方向に印加されており、前記リターンスプリングの設定荷重は、前記リターンスプリングによる前記調圧弁の調圧値が前記ピストンがストロークするストローク圧値よりも低くなるように設定されていることを特徴とする。

【0012】また、請求項3記載の自動変速機の液圧制御装置は、前記調圧弁は、基圧を調圧することによって前記少なくとも一つの摩擦係合要素への係合圧を出力しており、該基圧は前記調圧弁の出力圧である前記係合圧の最大値よりも大きな値に設定されていることを特徴とする。

【0013】また、請求項4記載の自動変速機の液圧制御装置は、複数の液圧式摩擦係合要素の係合・解放切換により変速を行う自動変速機において、制御処理手段の出力する電気信号に応じて出力圧が変化する電磁弁と、この電磁弁の出力圧を信号圧として前記摩擦係合要素の係合圧を調整する調圧弁とを、前記複数の摩擦係合要素のうちの少なくとも一つの摩擦係合要素に対して備え、前記電気信号に従って前記少なくとも一つの摩擦係合要素の係合圧を独立して調整する液圧制御装置であって、前記調圧弁に基圧を供給する第1路と、前記少なくとも一つの摩擦係合要素に前記調圧弁の出力圧である前記係合圧を供給する第2路とを備え、前記調圧弁は、弁体であるスプールと、該スプールに作用するリターンスプリングと、前記第1路に連通する入口ポートと、前記第2路に連通する出口ポートとを有し、前記調圧弁の前記スプールには、前記リターンスプリングの押圧力と前記電磁弁の出力圧とが前記入口ポートと前記出口ポートを連通させる方向に印加される第1受圧面と、前記第2路からのフィードバック圧が前記第1受圧面に対向する方向

に印加される第2受圧面とが形成されていることを特徴とする。

【0014】また、請求項5記載の自動変速機の液圧制御装置は、前記少なくとも一つの摩擦係合要素は、前記第2路を介して出入りする液の流入又は排出に伴ってストロークし、当該摩擦係合要素の係合・解放切換を実現するピストンを有し、前記リターンスプリングの設定荷重は、前記リターンスプリングによる前記調圧弁の調圧値が前記ピストンがストロークするストローク圧値よりも低くなるように設定されていることを特徴とする。

【0015】また、請求項6記載の自動変速機の液圧制御装置は、前記第1路に供給される基圧は、前記調圧弁の出力圧である前記係合圧の最大値よりも大きな値に設定されていることを特徴とする。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態の一例を、図面を参照して説明する。なお、図1は本例の液圧制御装置の油圧回路の要部構成を示す図であり、図2は同装置の油圧回路の全体構成の概略を示す図であり、図3は本例の変速機構の構成（スケルトン）及び摩擦係合要素の締結状態を示す図である。

【0017】まず、本例の変速機構について、図3により説明する。この場合の変速機構は、図3(a)に示すように二つのプラネタリギア11、12や、複数の油圧式摩擦係合要素及びワンウェイクラッチを有する構成となっており、図3(b)に示すようにシフト位置に応じて特定の摩擦係合要素が締結されることで、トルクコンバータ（図示略）からのインプットシャフト13の回転を選択されたシフト位置に応じた所定の変速比で変速してアウトプットシャフト14に伝動する。

【0018】この場合油圧式摩擦係合要素としては、リバースレンジでの車両後退時に締結されるリバースクラッチR/Cと、ドライブレンジでの3速又は4速前進時に締結されるハイクラッチH/Cと、ドライブレンジ等での2速又は4速前進時に締結される2-4ブレーキ2-4/Bと、ドライブレンジ等での1速～3速前進時に締結されるロークラッチL/Cと、1速前進時にエンジンブレーキを効かせる場合、及び車両後退時に締結されるローアンドリバースブレーキLR/Bとが設けられている。またワンウェイクラッチとしては、1速前進時に逆駆動力を伝達しないようにするためのローワンウェイクラッチL/OWCを有する。なお、このローワンウェイクラッチL/OWCは、ドライブレンジ等での1速前進時において、加速状態で締結する。

【0019】次に、本装置の油圧回路の全体概略について、図2により説明する。この場合の油圧回路は、オイルポンプ21の出力圧がレギュレータバルブ22により調圧され、このレギュレータバルブ22の出力圧が基圧であるライン圧として使用される。すなわち、レギュレータバルブ22の出力圧（以下、ライン圧という。）

は、各摩擦係合要素の供給圧となっており、この場合ローアンドリバースブレイキL/R/Bを除いて、マニュアルバルブ23を介して各摩擦係合要素に供給されている。またこのライン圧は、パイロットバルブ24の入力圧としても供給されており、このパイロットバルブ24では、ライン圧を基にして制御用の一定圧（以下、パイロット圧という。）が作られる。

【0020】なおマニュアルバルブ23は、運転者の操作するセレクトレバー（図示略）に連動して作動する流路切替えバルブであり、この場合リバースレンジ（Rレンジ）が選択されると、リバースクラッチR/Cにのみこのマニュアルバルブ23を介してライン圧が供給されるようになり、またドライブレンジ（Dレンジ）等が選択されると、リバースクラッチR/Cを除く摩擦係合要素にこのマニュアルバルブ23を介してライン圧が供給されるようになる。但し、ローアンドリバースブレイキL/R/Bには、このマニュアルバルブ23を経由せずに、選択されている走行レンジにかかわらずライン圧が供給される。

【0021】そしてこの場合には、リバースクラッチR/Cを除く全ての油圧式摩擦係合要素それぞれに対して、直接電制のための電磁弁と調圧弁、及びアキュムレータよりなる係合圧調整手段が設けられている。すなわち、ハイクラッチH/Cに対しては、電磁弁31a、調圧弁32a、アキュムレータ33aが、2-4ブレイキ2-4/Bに対しては、電磁弁31b、調圧弁32b、アキュムレータ33bが、ロークラッチL/Cに対しては、電磁弁31c、調圧弁32c、アキュムレータ33cが、ローアンドリバースブレイキL/R/Bに対しては、電磁弁31d、調圧弁32d、アキュムレータ33dが設けられている。

【0022】また、各調圧弁32a、32b、32c、32dからこれに対応する摩擦係合要素に油を供給する供給圧油路には、チェックボールを備えたバイパス回路34a、34b、34c、34dが並列に設けられている。ここで、電磁弁31a、31b、31c、31dは、図示省略したコントロールユニット（制御処理手段）の制御により所定のデューティ比で作動して、前述のパイロット圧を調圧して所定の信号圧を出力するものである。また、調圧弁32a、32b、32c、32dは、対応する上記電磁弁から出力される信号圧に応じて供給されたライン圧を調圧し、対応する各摩擦係合要素の係合圧を出力するものである。

【0023】なお上記コントロールユニットは、車速やスロットル開度などの走行状態や、選択されている走行レンジや走行モードなどの情報に基づいて、最適な変速状態（シフト位置等）を判定し、図3（b）に示すような関係からその変速状態を実現する特定の摩擦係合要素を最適な係合力でかつ最適なタイミングで締結させるべく、各電磁弁を制御するものであるが、その制御処理内

容については、本発明は特に限定されないもので、ここでは詳細な説明を省略する。また、電磁弁の内部構成についても、本発明は特に限定されないもので、ここでは説明を省略する。また、アキュムレータ33a、33b、33c、33dは、各摩擦係合要素の油圧脈動を低減するものである。さらに、バイパス回路34a、34b、34c、34dは、各摩擦係合要素を解放すべくその加圧室から排油する際に流路が開くもので、油の排出抵抗を低減して各摩擦係合要素の解放を迅速に行うためのものである。

【0024】次に、本装置の油圧回路の要部（ロークラッチL/C用の調圧弁）の詳細について、図1により説明する。本例におけるロークラッチL/Cは、本発明の始動用摩擦係合要素に相当し、このロークラッチL/Cの調圧弁32dは、例えば図1に示すような構造となっている。調圧弁32dは、弁体であるスプール41を有しており、このスプール41が段付きのシリンダ孔42内に配置されている。このスプール41には、図中上端側から第1ランド部43、第2ランド部44、第3ランド部45が形成されており、これらランド部がシリンダ孔42内に摺動自在に嵌合している。ここで、第3ランド部45の外径、及びこの第3ランド部45が嵌合するシリンダ孔42の下端側内径は、他のランド部43、44の外径及びこれらランド部43、44が嵌合するシリンダ孔42の上端側内径に比較して小径とされている。

【0025】なお、便宜上図1では、スプール41が最下方に移動した状態を、左側半分の部分に図示し、スプール41が調圧位置に移動した状態を、右側半分の部分に図示している。ここで調圧位置とは、スプール41が最下方又は最上方の位置（フルストロークの位置）になく、後述する出口ポート54が、後述する入口ポート52及び排出ポート55のうちのいずれか一方又はその両方に全開より少ない開度で連通している位置範囲をいう。

【0026】シリンダ孔42の上端側開口内には、閉塞プラグ46がはめ込まれており、この閉塞プラグ46とスプール41の第1ランド部43の間の領域が、制御用加圧室47として区画されている。すなわち、電磁弁31dの信号圧が供給される信号圧供給油路48が、制御ポート49を介してこの制御用加圧室47に接続され、前記信号圧がこの制御用加圧室47に印加される構成となっている。また、この制御用加圧室47には、この場合スプール41を図中下方に押圧付勢するリターンスプリング50が配置され、この場合この制御用加圧室47がスプリング室としても機能しており、スプール41の図中上端面が第1受圧面43aを構成している。

【0027】なお、リターンスプリング50の付勢力は、運転中（ライン圧供給時）において、信号圧がゼロのときの調圧弁32dの出力値（即ち、リターンスプリ

ング50による調圧値)がロックラッチL/Cを締結させないように、小さな付勢力に設定されている。即ち図6に示すように、リターンズpring50による調圧値が、ロックラッチL/Cのピストンがストロークを開始して作動する圧力(即ち、ストローク圧値)よりも低くなるように、リターンズpring50の荷重が設定されている。そして、前述のマニュアルバルブ23からライン圧が供給されるライン圧油路51(第1路)は、入口ポート52を介してシリンダ孔42内に接続され、また、調圧弁32dからロックラッチL/Cに油を供給する供給圧油路53(供給路、第2路)は、出口ポート54を介してシリンダ孔42内に接続されている。ここで、入口ポート52と出口ポート54は、スプール41が図中下方に移動することにより、第1ランド部43と第2ランド部44の間の空間により連通する位置に設けられている。

【0028】またシリンダ孔42は、出口ポート54の上側に設けられた排出ポート55によりドレイン油路56に接続されており、また、シリンダ孔42の最下端に設けられた排出ポート57によりドレイン油路58に接続されている。なお、ドレイン油路56、58は、油の戻りラインであり、その圧力は常時最低圧(通常は、大気圧)となっている。そして、排出ポート55と出口ポート54は、スプール41が図中上方に移動することにより、第1ランド部43と第2ランド部44の間の空間により連通する位置に設けられている。また、シリンダ孔42の段部(第2ランド部44と第3ランド部45の間に位置する部分)には、フィードバックポート59が設けられ、このフィードバックポート59は、供給圧油路53から分岐するフィードバック油路60に接続されており、スプール41の第2ランド部44の図中下端面が第2受圧面44aを構成している。また、本例の液圧制御装置では、例えば電磁弁31dの出力圧である信号圧が100%の状態でも、係合圧(例えばロックラッチL/Cへの供給圧)は基圧であるライン圧よりも低くなるように、信号圧の最大値が設定されている。

【0029】次に、以上のように構成された調圧弁32dを含む油圧制御装置の動作について説明する。車両のエンジン起動に伴ってオイルポンプ21が始動すると、前述のレギュレータバルブ22及びパイロットバルブ24の機能により所定のライン圧及びパイロット圧が発生し、これらが各調圧弁及び電時弁に供給される。そして、セレクトレバーの操作に伴うマニュアルバルブ23の動作と、コントローラの制御による各電時弁の動作により、図3(b)の設定に従っていずれか特定の摩擦係合要素に所定の係合圧が所定のタイミングで加えられて、この特定の摩擦係合要素が所定の締結力かつタイミングで締結することにより、変速機は適宜最適な変速比で滑らかに動力を伝達し、車両が円滑に前進又は後退する。

【0030】この際、この場合1速～3速前進時には、ロックラッチL/Cが締結する必要があり、このロックラッチL/Cの係合圧の調節は、電時弁31dの信号圧に基づく以下のような調圧弁32dの動作により行われる。すなわち図1において、調圧弁32dにライン圧が供給されている状態では、フィードバックポート59にフィードバック圧が生じており、第2ランド部44と第3ランド部45の外径の違い(受圧面積の違い)のために、このフィードバック圧によりスプール41を上方へ押上げる力が発生する。このためスプール41は、このフィードバック圧による上方への力と、これに対抗するリターンズpring50の押圧力及び制御用加圧室47に加えられる信号圧の力とが、釣り合う位置に移動する。

【0031】つまり、制御用加圧室47に加えられる信号圧が増加すると、スプール41はより下方に移動することになり、入口ポート52と出口ポート54とがより大きな開度で連通して、出口ポート54の圧力(即ち、ロックラッチL/Cの係合圧)がより高まる。また逆に、制御用加圧室47に加えられる信号圧が低下すると、スプール41はより上方に移動することになり、排出ポート55と出口ポート54とがより大きな開度で連通して、出口ポート54の圧力がより低下する。

【0032】このため、コントローラによる電時弁31dの制御で電時弁31dの出力圧である信号圧が変化すれば、それに応じてロックラッチL/Cの係合圧が変化し、ロックラッチL/Cの係合又は解放状態が制御されることになる。なお、他の摩擦係合要素(この場合、リバースクラッチR/Cを除く)の係合圧の調節も、各調圧弁32a、32b、32cの同様の動作で実現されるが、このロックラッチL/C用の調圧弁32dにおいて特徴的なのは、リターンズpring50の押圧力の作用方向である。すなわち、従来このような調圧弁においては、いずれの摩擦係合要素についても、スプールを押圧するspringの押圧力は摩擦係合要素を係合しない方向(即ち、反係合方向)に設定されていた。ところが、本例の調圧弁32dにおけるリターンズpring50は、上述の動作説明で分るようにロックラッチL/Cの係合圧を高めてこれを係合させる係合方向(図1における下方)にスプール41を付勢している。

【0033】このため、駐停車等のためにエンジンが停止され、オイルポンプ21が停止してライン圧が供給されず、前述のフィードバック圧もなくなった状態(油圧オフ状態)では、スプール41は、リターンズpring50の押圧力により、入口ポート52と出口ポート54とが全開で連通する位置(即ち、この場合最下方位置)に移動して停止する。これにより、長期間の駐停車等により万が一バルブスティックが生じて調圧弁32d(或いは、この調圧弁32dを含む複数の調圧弁)のスプールが動かなくなった場合でも、このロックラッチL/C

(始動時に締結すべき摩擦係合要素)にライン圧を供給してこれを締結させることができるため、少なくとも車両をこの場合1速で始動させ走行させることができる。したがって、万が一バルブスティックが生じた場合でも、車両が全く走行できないという事態を確実に回避することができる。

【0034】また、本例の液圧制御装置では、信号圧(即ち、電磁弁31dの出力圧)がゼロの状態(ロックラッチL/Cの係合が解除されている状態)でも、リターンスプリング50の押圧力によって、調圧弁32dのスプール44が係合方向に移動した状態(調圧位置にある状態)になる。このため、ロックラッチL/Cの係合が解除されている状態からこれを係合させるべく電磁弁31dにステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁のスプールが調圧位置まで相当量移動する必要はなく、図4(b)に示すように、信号圧や係合圧が実際に立上がるまでのタイムロスがなくなる。したがって、微小な信号圧で瞬時にロックラッチL/Cの係合動作を開始させることができ、より良好な変速制御が容易に実現できるようになる。なお、信号圧がゼロなのにスプール44が調圧位置にある(即ち、入口ポート52と出口ポート54とが連通している)と、ロックラッチL/Cの係合を解除したいときでも係合圧が発生していることになり、解除動作の制御性が懸念される。しかし前述したように、信号圧ゼロのときの調圧値が図6の如くストローク圧値よりも小さくなるように、リターンスプリング50の仕様を設定されているので、信号圧ゼロでロックラッチL/Cが係合することはなく、インターロックの心配もない。

【0035】また、本例の液圧制御装置では、信号圧が100%の状態でも、係合圧(例えばロックラッチL/Cへの供給圧)は基圧であるライン圧よりも低くなるように、信号圧の最大値が設定されている。これにより、信号圧が100%の状態でも、例えば調圧弁32dのスプール44が調圧位置にあるようになり、係合方向にフルストローク移動した状態ではなくなる。このため、例えばロックラッチL/Cが最大の係合力で係合している状態からその係合を解除させるべく電磁弁31dにステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁32dのスプール44が調圧位置まで相当量移動する必要がなくなり、図5(b)に示すように、信号圧や係合圧が実際に立下がるまでのタイムロスがほとんどなくなる。したがって、例えばロックラッチL/Cの作動を解除する方向の制御の応答性も向上し、この点においてもより良好な変速制御が可能となる。

【0036】なお、本発明は上記形態例に限られず、各種の態様があり得る。例えば、本発明の始動用摩擦係合要素は、必ずしも1速前進時に締結される摩擦係合要素に限られない。例えば、2速前進時に締結される摩擦係合要素(上記形態例においては、ロックラッチL/Cと

2-4ブレーキ2-4/B)であってもよい。すなわち、2速前進時に締結される摩擦係合要素の調圧弁(上記形態例においては、調圧弁32b, 32d)について、上述の如くリターンスプリングの付勢力方向を設定しておけば、調圧弁のいずれかがバルブスティックを起こした場合でも、少なくとも2速による発進及び走行が可能となる。

【0037】また、本発明の始動用摩擦係合要素は、後退時に締結される摩擦係合要素(上記形態例においては、リバースクラッチR/CとローアンドリバースブレーキLR/B)であってもよい。すなわち、後退時に締結される摩擦係合要素の調圧弁(上記形態例においては、調圧弁32cのみ)について、上述の如くリターンスプリングの付勢力方向を設定しておけば、調圧弁のいずれかがバルブスティックを起こした場合でも、少なくとも後退による発進及び走行が可能となる。

【0038】

【発明の効果】請求項1記載の液圧制御装置では、駐停車等のためにエンジンが停止され、オイルポンプが停止して油圧オフ状態になると、始動用摩擦係合要素の調圧弁のスプールは、リターンスプリングの押圧力により始動用摩擦係合要素を係合させる位置に移動して停止する。このため、長期間の駐停車等により万が一バルブスティックが生じていずれかの調圧弁のスプールが動かなくなった場合でも、始動用摩擦係合要素に調圧弁を介して油圧を供給してこの始動用摩擦係合要素を締結させることができるため、少なくとも車両を始動させ走行させることができる。したがって、万が一バルブスティックが生じた場合でも、車両が全く走行できないという事態を確実に回避することができる。

【0039】また、請求項2記載の液圧制御装置では、信号圧(即ち、電磁弁の出力圧)がゼロの状態(摩擦係合要素の係合が解除されている状態)でも、リターンスプリングの押圧力によって、調圧弁のスプールが係合方向に移動した状態(調圧位置にある状態)になる。このため、摩擦係合要素の係合が解除されている状態からこれを係合させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁のスプールが調圧位置まで相当量移動する必要はなく、図4(b)に示すように、係合圧が実際に立上がるまでのタイムロスがなくなる。したがって、微小な信号圧で瞬時に係合動作を開始させることができ、より良好な変速制御が容易に実現できるようになる。なお、信号圧がゼロなのにスプールが調圧位置にあると、摩擦係合要素の係合を解除したいときでも係合圧が発生していることになり、解除動作の制御性が懸念される。しかし請求項2記載の装置では、信号圧ゼロのときの調圧値がピストンのストローク圧値よりも小さくなるように、リターンスプリングの荷重が設定されているので、信号圧ゼロで摩擦係合要素が係合することはなく、インターロックの心配もない。

【0040】また、請求項3記載の液圧制御装置では、係合圧（即ち、調圧弁の出力圧）が最大でも、係合圧は基圧よりも低くなるように設定されている。これにより、係合圧が最大でも、調圧弁のスプールが調圧位置にあるようになり、係合方向にフルストローク移動した状態ではなくなる。このため、摩擦係合要素が最大の係合力で係合している状態からその係合を解除させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁のスプールが調圧位置まで相当量移動する必要がなくなり、図5（b）に示すように、係合圧が実際に立上がるまでのタイムロスがほとんどなくなる。したがって、摩擦係合要素の作動を解除する方向の制御の応答性も向上し、この点においてもより良好な変速制御が可能となる。

【0041】また、請求項4記載の液圧制御装置では、信号圧（即ち、電磁弁の出力圧）がゼロの状態（摩擦係合要素の係合が解除されている状態）でも、リターンスプリングの押圧力が第1受圧面に作用することによって、調圧弁のスプールが係合方向（入口ポートと出口ポートを連通させる方向）に移動した状態（調圧位置にある状態）になる。このため、摩擦係合要素の係合が解除されている状態からこれを係合させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁のスプールが調圧位置まで相当量移動する必要はなく、図4（b）に示すように、係合圧が実際に立上がるまでのタイムロスがなくなる。したがって、微小な信号圧で瞬時に係合動作を開始させることができ、より良好な変速制御が容易に実現できるようになる。

【0042】そして、請求項5記載の液圧制御装置では、信号圧ゼロで摩擦係合要素が係合することではなく、インターロックの心配がない。即ち、信号圧がゼロなのにスプールが調圧位置にあると、摩擦係合要素の係合を解除したいときでも係合圧が発生していることになり、解除動作の制御性が懸念される。しかし本装置では、信号圧ゼロのときの調圧値がピストンのストローク圧値よりも小さくなるように、リターンスプリングの荷重が設定されているので、信号圧ゼロで摩擦係合要素が係合することではなく、インターロックの心配もない。

【0043】また、請求項6記載の液圧制御装置では、係合圧（即ち、調圧弁の出力圧）が最大でも、係合圧は基圧よりも低くなるように設定されている。これにより、係合圧が最大でも、調圧弁のスプールが調圧位置にあるようになり、係合方向にフルストローク移動した状態ではなくなる。このため、摩擦係合要素が最大の係合力で係合している状態からその係合を解除させるべく電磁弁にステップ信号が入力された場合、従来のように調圧弁のスプールが調圧位置まで相当量移動する必要がなくなり、図5（b）に示すように、係合圧が実際に立上がるまでのタイムロスがほとんどなくなる。したがって、摩擦係合要素の作動を解除する方向の制御の応答性も向上し、この点においてもより良好な変速制御が可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】液圧制御装置の要部構成を示す図である。

【図2】液圧制御装置の全体構成の概略を示す図である。

【図3】変速機構の構成及び摩擦係合要素の締結状態を示す図である。

【図4】液圧制御装置の作用を説明する図である。

【図5】液圧制御装置の作用を説明する図である。

【図6】調圧値とストローク圧値との関係を示す図である。

【符号の説明】

31a, 31b, 31c, 31d 電磁弁

32a, 32b, 32c, 32d 調圧弁

41 スプール

43a 第1受圧面

44a 第2受圧面

50 リターンスプリング

51 ライン圧油路（第1路）

52 入口ポート

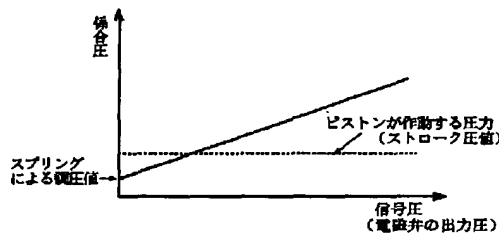
53 供給圧油路（供給路、第2路）

54 出口ポート

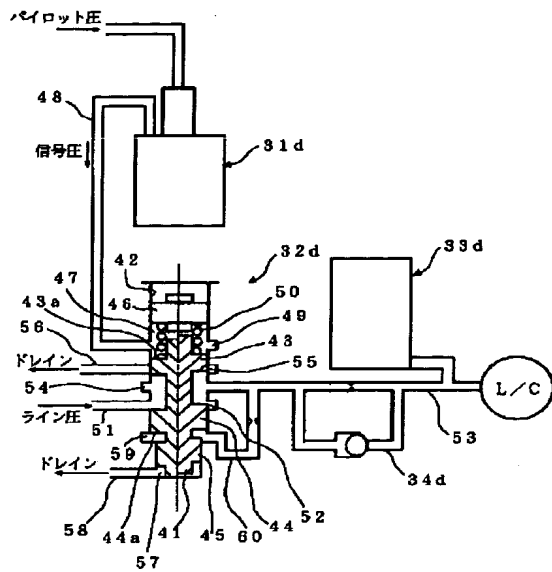
55 排出ポート

L/C ロックラッチ（始動用摩擦係合要素）

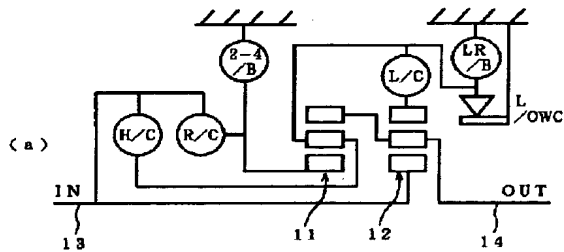
【図6】



【図1】



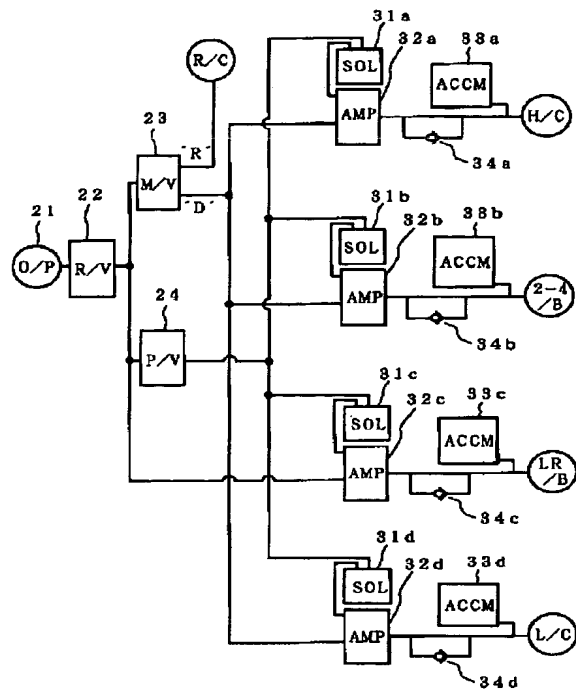
【図3】



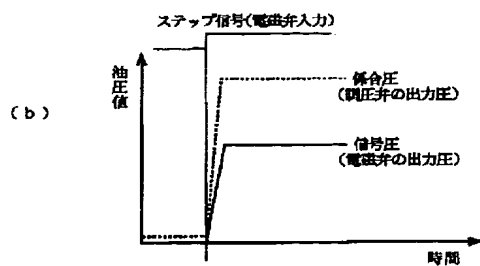
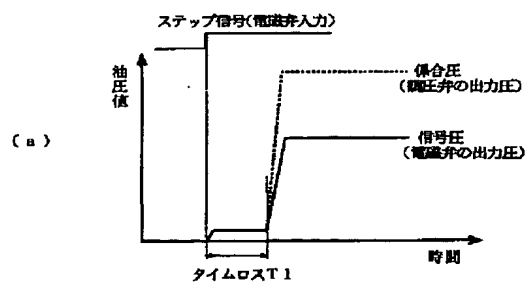
(b)

	R/C	H/C	2-4/B	L/C	LR/B	L/OWC
1st				○	○	●
2nd			○	○		
3rd		○		○		
4th		○	○			
R	○				○	

【図2】



【図4】



【 図 5 】

